



(10) 国際公開番号  
**WO 2004/001242 A1**

- [ 続葉有 ]

〔統葉有〕



ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR),  
OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW,  
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB,

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明細書

## プーリ支持用複列玉軸受

## 5 技術分野

この発明に係るプーリ支持用複列玉軸受は、例えば自動車室内用の空気調和装置を構成するコンプレッサ等の自動車用補機に組み込み、この自動車用補機を回転駆動する為のプーリを、ハウジング等の固定の支持部材に対し、回転自在に支持する為に使用する。

10

背景技術

例えば、自動車用空気調和装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機に組み込んで冷媒を圧縮するコンプレッサとして、従来から種々の構造のものが知られている。

例えば特開平 1 1 - 2 8 0 6 4 4 号公報には、回転軸の回転運動を斜板によりピ  
15 ストンの往復運動に変換し、このピストンにより冷媒の圧縮を行なう斜板式のコンプレッサが記載されている。図 9 ~ 1 0 は、この様な、従来から知られている斜板式のコンプレッサの 1 例を示している。

コンプレッサ 1 を構成するケーシング 2 は、中央の本体 3 をヘッドケース 4 と斜板ケース 5 とで軸方向（図 9 の左右方向）両側から挟持し、更に複数本の結合  
20 ボルト（図示せず）により結合して成る。このうちのヘッドケース 4 の内側には、低圧室 6 と高圧室 7 とを設けている。又、上記本体 3 とヘッドケース 4 との間には平板状の隔壁板 8 を挟持している。尚、図 9 で複数に分割されている如く表されている低圧室 6 は互いに連通しており、上記ヘッドケース 4 の外面に設けられた単一の吸入ポート 9 （図 1 0 ）に通じている。又、上記高圧室 7 は、やはり上  
25 記ヘッドケース 4 に設けられた吐出ポート（図示せず）に通じている。そして、上記吸入ポート 9 を上記蒸気圧縮式冷凍機を構成する図示しないエバポレータの出口に、上記吐出ポートをこの蒸気圧縮式冷凍機を構成する図示しないコンデンサの入口に、それぞれ通じさせている。

上記ケーシング 2 内には回転軸 1 0 を、上記本体 3 と斜板ケース 5 とに掛け渡

す状態で、回転のみ自在に支持している。即ち、上記回転軸 10 の両端部を 1 対のラジアルニードル軸受 11 a、11 b により、上記本体 3 と斜板ケース 5 とに支持すると共に、1 対のスラストニードル軸受 12 a、12 b により、この回転軸 10 に加わるスラスト荷重を支承自在としている。これら 1 対のスラストニードル軸受 12 a、12 b のうち、一方（図 9 の右方）のスラストニードル軸受 12 a は、上記本体 3 の一部と上記回転軸 10 の一端部（図 9 の右端部）に形成した段部 13 との間に、皿ばね 14 を介して設けている。又、他方のスラストニードル軸受 12 b は、上記回転軸 10 の中間部外周面に外嵌固定したスラストプレート 15 と上記斜板ケース 5 との間に設けている。

10 又、上記ケーシング 2 を構成する本体 3 の内側で上記回転軸 10 の周囲部分には、複数（例えば図示の例では、円周方向等間隔に 6 個）のシリンダ孔 16 を形成している。この様に本体 3 に形成した、複数のシリンダ孔 16 の内側には、それぞれピストン 17 の先半部（図 9 の右半部）に設けた摺動部 18 を、軸方向の変位自在に嵌装している。そして、上記シリンダ孔 16 の底面と上記ピストン 17 の先端面（図 9 の右端面）との間に設けられた空間を、圧縮室 19 としている。

又、上記斜板ケース 5 の内側に存在する空間は、斜板室 20 としている。上記回転軸 10 の中間部外周面でこの斜板室 20 内に位置する部分には斜板 21 を、上記回転軸 10 に対して所定の傾斜角度を持たせて固設し、この斜板 21 が上記回転軸 10 と共に回転する様にしている。上記斜板 21 の円周方向複数個所と、  
20 上記各ピストン 17 とは、それぞれ 1 対ずつのスライディングシュー 22 により連結している。この為、これら各スライディングシュー 22 の内側面（互いに対向する面）は平坦面として、同じく平坦面である上記斜板 21 の両側面外径寄り部分に摺接させている。一方、上記各ピストン 17 の基端部（前記隔壁板 8 から遠い側の端部で、図 9 の左端部）には、上記スライディングシュー 22 及び上記  
25 斜板 21 と共に、駆動力伝達機構を構成する連結部 23 を、上記各ピストン 17 と一体に形成している。そして、これら各連結部 23 に、上記 1 対のスライディングシュー 22 を抱持する為の抱持部 24 を形成している。

尚、上記各連結部 23 の外端部は、図示しないガイド面により、上記ピストン 17 の軸方向（図 9 の左右方向）の変位のみ自在としている。従って、上記各ピ

ストン 17 も、前記各シリンダ孔 16 内に、軸方向の変位のみ自在（回転不能）に嵌装されている。この結果、上記各連結部 23 は、前記回転軸 10 の回転による上記斜板 21 の揺動変位に伴って上記各ピストン 17 を軸方向に押し引きし、前記各摺動部 18 を上記シリンダ孔 16 内で軸方向に往復移動させる。

- 5 一方、前記低圧室 6 及び高圧室 7 と上記各シリンダ孔 16 とを仕切るべく、上記本体 3 と前記ヘッドケース 4 との突き合わせ部に挟持している隔壁板 8 には、上記低圧室 6 と各シリンダ孔 16 とを連通させる吸入孔 25 と、上記高圧室 7 と各シリンダ孔 16 とを連通させる吐出孔 26 とを、それぞれ軸方向に貫通する状態で形成している。又、上記各シリンダ孔 16 内で、上記各吸入孔 25 の一端と
- 10 対向する部分には、上記低圧室 6 から上記各シリンダ孔 16 に向けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吸入弁 27 を設けている。又、上記高圧室 7 内で、上記各吐出孔 26 の他端（図 9 の右端）開口と対向する部分には、上記各シリンダ孔 16 から上記高圧室 7 に向けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吐出弁 28 を設けている。この吐出弁 28 には、上記各吐出孔 26 から離れる方向への変位を
- 15 制限する、ストッパ 29 を付設している。

上述の様に構成するコンプレッサ 1 の回転軸 10 は、自動車の走行用エンジンにより回転駆動する。この為に、図示の例の場合は、前記ケーシング 2 を構成する斜板ケース 5 の外側面（図 9 の左側面）中央に設けた支持部材、すなわち支持筒部 30 の周囲に従動プーリ 31 を、複列玉軸受 32 により、回転自在に支持し

20 ている。この従動プーリ 31 は、断面コ字形で全体を円環状に構成しており、上記斜板ケース 5 の外側面に固定したソレノイド 33 を、上記従動プーリ 31 の内部空間に配置している。

一方、上記回転軸 10 の端部で上記支持筒部 30 から突出した部分には取付ブラケット 34 を固定しており、この取付ブラケット 34 の周囲に磁性材製の環状

25 板 35 を、板ばね 36 を介して支持している。この環状板 35 は上記ソレノイド 33 への非通電時には、上記板ばね 36 の弾力により、図 9 に示す様に上記従動プーリ 31 から離隔しているが、上記ソレノイド 33 への通電時にはこの従動プーリ 31 に向け吸着されて、この従動プーリ 31 から上記回転軸 10 への回転力の伝達を自在とする。即ち、上記ソレノイド 33 と上記環状板 35 と上記板ばね

36とにより、上記従動プーリ31と上記回転軸10とを係脱する為の電磁クラッチ37を構成している。又、上記走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動プーリと上記従動プーリ31との間には、無端ベルト38を掛け渡している。そして、上記電磁クラッチ37により上記従動プーリ31と上記回転軸10とを係合させた状態で、上記無端ベルト38の循環に基づき、上記回転軸10を回転駆動する。

上述の様に構成する斜板式コンプレッサ1の作用は、次の通りである。即ち、自動車室内の冷房或は除湿を行なう為、蒸気圧縮式冷凍機を運転する場合には、上述の様に回転軸10を駆動源である走行用エンジンにより回転駆動する。この結果、前記斜板21が回転して、前記複数のピストン17を構成する摺動部18が、それぞれシリンダ孔16内で往復移動する。そして、この様な摺動部18の往復移動に伴って、前記吸入ポート9から吸引された冷媒蒸気が、前記低压室6内から前記各吸入孔25を通じて圧縮室19内に吸い込まれる。この冷媒蒸気は、これら各圧縮室19内で圧縮されてから、前記吐出孔26を通じて前記高压室7に送り出され、前記吐出ポートより吐出される。

尚、図9に示したコンプレッサは、上記回転軸10に対する上記斜板21の傾斜角度が変えられず、冷媒の吐出容量が固定のものである。これに対して、冷房負荷等に応じて吐出容量を変えるべく、回転軸に対する斜板の傾斜角度を変える事ができる、可変容量型の斜板式コンプレッサも、例えば特開平8-326655号公報に記載される等により従来から広く知られ、更に一般的に実施されている。又、自動車用空気調和装置を構成する蒸気圧縮式冷凍機のコンプレッサとして、スクロール型のコンプレッサを使用する事も、一部で研究されている。更には、球面継手を介してピストンを往復移動させる旧来のコンプレッサに関しても、未だ一部で実施されている。

何れの構造のコンプレッサを使用する場合でも、自動車用空気調和装置を構成するコンプレッサは、走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動プーリと、コンプレッサ側に設けた従動プーリとの間に掛け渡した無端ベルトにより回転駆動する。従って、この従動プーリを回転自在に支持した軸受には、上記無端ベルトの張力に基づくラジアル荷重が加わる。この無端ベルトと上記各プーリ

一りとの間で滑りを生じさせる事なく、確実な動力伝達を行なうべく、上記無端ベルトの張力、延ては上記ラジアル荷重は相当に大きくなる。従って、上記従動プーリを支持する為の軸受として、この大きなラジアル荷重を支承すべく、十分な負荷容量を有するものを使用する必要がある。

- 5 この面から図9に示した従来構造に組み込んだ複列玉軸受32を見た場合、複列に配置された玉39の間隔Dが大きく、十分な負荷容量を確保できる構造と言える。但し、上記複列玉軸受32は、軸方向寸法が嵩むものである。これに対して、近年、地球環境への配慮から、自動車の燃費性能の向上を図るべく、コンプレッサ等の自動車用補機の小型・軽量化が求められている。そして、自動車用補
- 10 機に組み込む従動プーリを支持する為の転がり軸受の軸方向寸法の短縮に対する要求も生じている。

- この様な要求に応じて、上記従動プーリを支持する為の転がり軸受として、単列深溝型の玉軸受や、3点乃至は4点接触型の玉軸受を使用する事が研究されている。但し、この様な玉軸受の場合、モーメント荷重を中心として、従動プーリ
- 15 に加わる荷重に対する剛性を確保しにくく、十分な低振動性（振動しにくさ）や耐久性を確保する事が難しい。即ち、上記従動プーリから転がり軸受には、多少なりとも言えどもモーメント荷重が作用する場合があるが、上記単列深溝型の玉軸受はモーメント荷重に対する剛性が低い。又、3点乃至は4点接触型の玉軸受に就いても、一般的な単列深溝型の玉軸受よりもモーメント荷重に対する剛性が高
- 20 いとは言え、無端ベルトの張力の大きさや配設状態（ラジアル荷重の作用方向と玉軸受の中心位置との偏心量）等との関係で、必ずしも十分とは言えない場合がある。この結果、運転時に振動並びに騒音を発生し易くなる他、耐久性確保が難しくなる。

- この様な事情に鑑みて本発明者は先に、玉の直径を小さくして複列に配置した
- 25 玉同士の間隔を小さくする事により、必要とする剛性を確保しつつ軸方向に関する幅寸法を小さくした複列玉軸受により、従動プーリを支持する事を考えた（特願2002-24863号、特願2002-97966号）。この先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合、外輪として、外径が65mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有するものを使用する。又、内輪は、外周面に複列の内輪軌道を有

するものを使用する。又、玉は、直径（外径）が4mm以下のものを使用して、上記各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設ける。又、保持器により、上記各玉を転動自在に保持すると共に、1対のシールリングにより、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間で上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐ。そして、上記玉同士の間隔、並びに玉とシールリングとの間隔を小さくして、複列玉軸受全体としての軸方向に関する幅（外輪の幅及び内輪の幅とほぼ一致）を、この内輪の内径の45%以下としている。

又、上記玉同士の間隔を小さくすべく、上記各保持器として、合成樹脂製の冠型保持器を使用し、これら各保持器のリム部を互いに反対側（＝軸方向外側＝シールリングに対向する側）に向けている。又、上記各保持器のリム部と上記シールリングの内側面との距離を短くしている。但し、この場合でも、これら各保持器のリム部と各シールリングの内側面との距離を、上記各玉の直径の13%以上確保して、これら両シールリング同士の間で上記各玉を設置した内部空間内へのグリースの封入量を確保できる様にしている。

この様な先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受によれば、モーメント剛性を確保しつつ軸方向に関する幅寸法を短縮して、運転時の騒音が低く、しかも小型・軽量の自動車用補機の実現に寄与できる。

上述の様な先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合、1対のシールリング同士の間で複数の玉を設置した内部空間の静的空間容積、即ち、外輪の内周面と、内輪の外周面と、上記両シールリングの内側面とにより囲まれた内部空間の容積から、上記各玉及び保持器の容積を減じた容積が小さくなる。勿論、これら各玉の転動面と外輪軌道及び内輪軌道との転がり接触部を潤滑する為のグリースは、上記静的空間容積を越えて上記内部空間に封入する事はできない。

この為、上記転がり接触部の潤滑性を十分に確保して上記プーリ支持用複列玉軸受の耐久性を確保する為には、上記内部空間内に封入するグリースの量を確保し、或はこの内部空間内に封入されたグリースを有効に利用できる構造を実現する事が必要になる。

本発明のプーリ支持用複列玉軸受は、この様な事情に鑑みて発明したものである。



### 発明の開示

本発明によるプーリ支持用複列玉軸受は何れも、前述した先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受と同様に、外径が6 5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備える。そして、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の4 5 %以下であって、  
10 この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持する。

特に、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第1態様に於いては、上記外輪の内周面両端寄り部分で、上記各外輪軌道と上記シールリングに係止する為にこの内周面の両端部に設けた大径部との間に存在する連続部の軸方向外端部に、  
15 の連続部の軸方向長さの3 0 %以上の軸方向長さを有し、上記大径部に向かう程内径が大きくなる方向に傾斜した面取り部を設けている。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第2態様に於いては、径方向の寸法に関して、上記各外輪軌道を上記各内輪軌道よりも浅くしている。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第3態様に於いては、上記各保持  
20 器は、それぞれのポケットの内面を上記各玉の転動面に近接対向させて、これら各玉により径方向の位置決めを図られており、上記複数の玉のピッチ円直径と上記保持器の内径との差が、この保持器の外径とこのピッチ円直径との差よりも大きい。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第4態様に於いては、上記各保持  
25 器は、それぞれのポケットの内面を上記各玉の転動面に近接対向させて、これら各玉により径方向の位置決めを図られており、上記外輪の内径と上記保持器の外径との差が、この保持器の内径と上記内輪の外径との差よりも大きい。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第5態様に於いては、複列に配置された上記各玉には背面組み合わせ型の接触角が付与されており、反負荷側とな

る上記各外輪軌道の軸方向外側部分での上記外輪の内径が、これら各外輪軌道の最大直径以上である。

更に、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第6態様に於いては、複列に配置された上記各玉には正面組み合わせ型の接触角が付与されており、反負荷側となる上記各外輪軌道の軸方向内側部分での上記外輪の内径が、これら各外輪軌道の最大直径以上である。

上述の様に構成する本発明のプーリ支持用複列玉軸受の場合には、内部空間内に封入するグリースの量を確保、或はこの内部空間内に封入されたグリースを有効に利用できて、転がり接触部の潤滑性を十分に確保し、上記プーリ支持用複列玉軸受の耐久性を確保できる。

先ず、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第1態様の場合には、上記内部空間へのグリースの充填時に、面取り部がこのグリースを案内して、この内部空間の奥にまでグリースを送り込める。この為、この内部空間内に封入するグリースの量を確保できる。

次に、第2態様の場合には、運転時に遠心力により径方向外方に送られ、外輪の内周面に達したグリースを、各玉の転動面と各外輪軌道との転がり接触部に効率良く送り込める。

次に、第3態様および第4態様の場合には、各保持器の径方向位置が玉案内により規制されているので、これら各保持器の内外両周面と内輪の外周面及び外輪の内周面との間に隙間が形成され、この隙間を通じて上記転がり接触部にグリースを送り込める。しかも、何れの場合でも、上記保持器が、径方向に関して、上記内輪の外周面と上記外輪の内周面との中央位置よりも内径側に存在する為、上記各保持器の外周面と上記外輪の内周面との間の隙間の厚さが大きくなる。この為、上記第2態様の場合と同様に、運転時に遠心力により径方向外方に送られ、外輪の内周面に達したグリースを、各玉の転動面と各外輪軌道との転がり接触部に効率良く送り込める。

更に、第5態様および第6態様の場合には、反負荷側部分で外輪の内径を大きくする事により、静的空間容積を増大し、内部空間に封入可能なグリースの量を多くできる。

### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の実施の形態の第 1 例を示す断面図である。

図 2 は、図 1 の右上部拡大図である。

図 3 は、面取り形状の 2 例を、図 1 の左上部を一部を省略した状態で示す略断面図である。

図 4 は、本発明の実施の形態の第 2 例を示す、図 2 と同様の図である。

図 5 は、本発明の実施の形態の第 3 例を、内輪を省略した状態で示す部分断面図である。

図 6 は、本発明の実施の形態の第 4 例を、内輪を省略した状態で示す部分断面図である。

図 7 は、好ましい保持器の形状の 1 例を示す部分斜視図である。

図 8 は、好ましい保持器の形状の 1 例を径方向から見た図である。

図 9 は、従来から知られているコンプレッサの 1 例を示す断面図である。

図 10 は、図 9 の A 矢視図である。

### 15 発明を実施するための最良の形態

図 1 ～ 3 は、本発明の第 1 態様、第 3 態様、第 4 態様に対応する、本発明の実施の形態の第 1 例を示している。尚、図 1、2（及び後述する図 4 ～ 6）に関しては、各部の寸法比を実際の寸法比に即して描いている。本例のプリー支持用の複列玉軸受 32a の場合、外輪 40 として、外径  $D_{40}$  が 65 mm 以下 ( $D_{40} \leq 65$  mm) で内周面に複列の外輪軌道 41 を有するものを使用する。又、内輪 42 は、外周面に複列の内輪軌道 43 を有するものを使用する。本例の場合、上記各外輪軌道 41 の深さ  $D_{41}$  と、上記各内輪軌道 43 の深さ  $D_{43}$  とは、互いに等しく ( $D_{41} = D_{43}$ ) している。又、玉 44 は、直径（外径） $D_{44}$  が 4 mm 以下 ( $D_{44} \leq 4$  mm) のもの（実用的には 3 ～ 4 mm のもの）を使用して、上記各外輪軌道 41 と各内輪軌道 43 との間に複数個ずつ転動自在に設ける。又、1 対の保持器 45 により、上記各玉 44 を転動自在に保持すると共に、1 対のシールリング 46 により、上記外輪 40 の内周面と上記内輪 42 の外周面との間に存在して上記各玉 44 を設置した内部空間 47 の両端開口を塞ぐ。なお、全図を通して同様部材には同じ参照番号を付してある。

そして、上記各外輪軌道 4 1 と各内輪軌道 4 3 との間に複数個ずつ、複列に設けた玉 4 4 同士の間隔  $d_{44}$ 、並びにこれら各玉 4 4 と上記各シールリング 4 6 の内側面との間隔  $d_{46}$  を小さくして、上記複列玉軸受 3 2 a 全体としての軸方向に関する幅  $W_{32}$  (外輪 4 0 の幅及び内輪 4 2 の幅とほぼ一致) を、この内輪 4 2 の  
5 内径  $R_{42}$  の 4 5 % 以下 ( $W_{32} \leq 0.45 R_{42}$ ) としている。

又、上記玉 4 4 同士の間隔  $d_{44}$  を小さくすべく、上記各保持器 4 5 として、合成樹脂製の冠型保持器を使用し、これら各保持器 4 5 のリム部 4 8 を互いに反対側 (= 軸方向外側 = シールリング 4 6 に対向する側) に向けている。この構成により、上記玉 4 4 同士の間隔  $d_{44}$  を、上記各リム部 4 8 に邪魔される事なく小さ  
10 くできる。又、これら各リム部 4 8 と上記シールリング 4 6 の内側面との距離  $L_{48}$  を短くしている。但し、この場合でも、上記各リム部 4 8 と上記各シールリング 4 6 の内側面との距離  $L_{48}$  を、上記各玉 4 4 の直径  $D_{44}$  の 1 3 % 以上確保 ( $L_{48} \geq 0.13 D_{44}$ ) して、上記両シールリング 4 6 同士の間で上記各玉 4 4 を設置した内部空間 4 7 内へのグリースの封入量を確保できる様にしている。

15 又、本例の場合には、本発明の第 1 態様に対応する構造として、上記外輪 4 0 の内周面両端寄り部分に、それぞれ円すい凹面状の面取り部 4 9 を形成している。即ち、上記外輪 4 0 の内周面両端部には、中間部分よりも径が大きくなった大径部 5 0 を形成しており、これら各大径部 5 0 の軸方向内半部に、上記各シールリング 4 6 の外周縁部を係止する為の係止溝 5 1 を形成している。そして、上記各  
20 大径部 5 0 と前記各外輪軌道 4 1 との間に存在する連続部 5 2 の軸方向外端部に、これら各大径部 5 0 に向かう程内径が大きくなる方向に傾斜した、上記各面取り部 4 9 を形成している。

これら各面取り部 4 9 の軸方向長さ  $L_{49}$  は、上記各連続部 5 2 の軸方向長さ  $L_{52}$  の 3 0 % 以上 ( $L_{49} \geq 0.3 L_{52}$ ) としている。例えば、図 3 に、上記各面取り部 4 9 の形状の 2 例を示している。まず、図 3 (A) に示した例では、連続部 5 2 の軸方向長さ  $L_{52}$  を凡そ 1.6 mm とし、面取り部 4 9 の軸方向長さ  $L_{49}$  を凡そ 0.87 mm としている。又、図 3 (B) に示した例では、連続部 5 2 の軸方向長さ  $L_{52}$  を凡そ 1.1 mm とし、面取り部 4 9 の軸方向長さ  $L_{49}$  を凡そ 0.5 mm としている。又、上記外輪 4 0 の中心軸に対する上記面取り部 4 9 の傾斜角度  $\theta$  は、

この面取り部 4 9 をガイドとして利用する事により、前記内部空間 4 7 内にグリースを充填し易くする面から規制する。即ち、上記面取り部 4 9 の最大外径  $D_{49}$  を確保し、且つ、充填作業時にこの面取り部 4 9 に押し付けられたグリースがこの面取り部 4 9 の小径側に流れ易くする為、30～60 度程度の範囲に規制する。

5 例えば、 $45 \pm 5$  度程度とする事が、より好ましい。

本例の複列玉軸受 3 2 a の場合には、上述の様な面取り部 4 9 を設ける事により、前記内部空間 4 7 内に、十分量のグリースを充填できる。即ち、この内部空間 4 7 へのグリースの充填時に、図示しない注入ノズルから上記内部空間 4 7 に押し込まれたグリースの一部が、上記面取り部 4 9 に案内されつつ、この内部空間 4 7 の奥にまで送り込まれる。この為、この内部空間 4 7 内に封入するグリースの量を確保できて、前記各玉 4 4 の転動面と前記各外輪軌道 4 1 及び前記各内輪軌道 4 3 との転がり接触部の潤滑性を十分良好にし、上記複列玉軸受 3 2 a の耐久性を確保できる。特に、図示の例の場合には、前記各保持器 4 5 のリム部 4 8 の外側面内外両周縁部にも、面取り部 4 9 a、4 9 b を形成している。これら  
10 各面取り部 4 9 a、4 9 b に関しても、上記グリースを充填する際のガイドとして機能し、上記内部空間 4 7 内に封入するグリースの量を確保する役目を果たす。

尚、図示は省略するが、上記各保持器 4 5 のリム部 4 8 の外周面の一部に、径方向内方に凹んだ凹部を形成し、この凹部にグリースを溜めて、上記内部空間 4 7 内に封入するグリースの量を確保する事もできる。又、上記外輪 4 0 の内周面  
20 両端寄り部分に存在する連続部 5 2 の一部に径方向外方に凹んだ凹部を形成し、この凹部にグリースを溜めて、上記内部空間 4 7 内に封入するグリースの量を確保する事もできる。何れの場合でも、凹部に対応する部分で、保持器の外周面と外輪の内周面との間の径方向に関する間隔を、上記各玉 4 4 の直径の 15% 以上とする事が、グリース確保の面から好ましい。

25 又、本例の場合には、第 3 態様および第 4 態様に対応する構造として、前記各保持器 4 5 は、それぞれ玉案内により、径方向に関する位置決めを図られている。即ち、これら各保持器 4 5 のポケット 5 3 の内面を、上記各玉 4 4 の転動面の曲率半径よりも僅かに大きな曲率半径を有する部分球面状の凹面とし、ポケット 5 3 の内面を上記各玉 4 4 の転動面に近接対向させている。この構成により、これ

ら各玉44を上記各ポケット53内に転動自在に保持すると共に、これら各玉44により上記各保持器45の径方向の位置決めを図っている。

冠型の保持器の径方向に関する位置決めを玉案内とする事は一般的ではあるが、一般的な玉案内の場合には、玉のピッチ円と保持器の径方向中央位置とを一致させている。これに対して本例の場合には、上記各保持器45を、上記各玉44のピッチ円に対し、内径側に片寄せて設けている。即ち、本例の場合には、第3態様に記載した様に、上記複数の玉44のピッチ円直径 $D_P$ と上記各保持器45の内径 $R_{45}$ との差が、これら各保持器45の外径 $D_{45}$ と上記ピッチ円直径 $D_P$ との差よりも大きい $\{ (D_P - R_{45}) > (D_{45} - D_P) \}$ 。言い換えれば、第4態様に記載した様に、前記外輪40の内径 $R_{40}$ と上記各保持器45の外径 $D_{45}$ との差が、この保持器45の内径 $R_{45}$ と前記内輪42の外径 $D_{42}$ との差よりも大きい $\{ (R_{40} - D_{45}) > (R_{45} - D_{42}) \}$ 。

本例の複列玉軸受32aの場合には、上述の様に上記各保持器45の径方向に関する位置決めを玉案内により図ると共に、上記各玉44のピッチ円に対し、内径側に片寄せて設けた事により、前記内部空間47内に存在するグリースの効率的利用を図れる。即ち、上記各保持器45の径方向位置が玉案内により規制されているので、これら各保持器45の内外両周面と上記内輪42の外周面及び上記外輪40の内周面との間に、グリースが流通するのに十分な隙間54a、54bが形成される。この結果、これら両隙間54a、54bを通じて、上記各玉44の転動面と前記各外輪軌道41及び前記各内輪軌道43との転がり接触部にグリースを送り込める。

しかも、上記各保持器45が、径方向に関して、上記内輪42の外周面と上記外輪40の内周面との中央位置（本例の場合、上記各玉44のピッチ円の位置と同じ）よりも内径側に存在する。この為、上記各保持器45の外周面と上記外輪40の内周面との間の隙間54bの厚さ $T_b$ が、これら各保持器45の内周面と上記内輪42の外周面との間の隙間54aの厚さ $T_a$ よりも大きく $(T_b > T_a)$ なる。

この為、複列玉軸受32aの運転時に、遠心力により径方向外方に送られ、上記外輪40の内周面に達したグリースを、上記各玉44の転動面と上記各外輪軌道41との転がり接触部に効率良く送り込める。これら各転がり接触部に

取り込まれて上記各玉 4 4 の転動面に付着したグリースは、そのままこれら各玉 4 4 の転動面と上記各内輪軌道 4 3 との転がり接触部に送られる。この結果、各転がり接触部の潤滑状態が良好になる。

更に、本例の場合には、外輪 4 0 及び内輪 4 2 の一部で、それぞれ外輪軌道 4 1、内輪軌道 4 3 の底部に対応して薄くなった部分の厚さ  $T_{41}$ 、 $T_{43}$  を、上記各玉 4 4 の直径  $D_{44}$  の 50% 以上 ( $T_{41}$ 、 $T_{43} \geq 0.5 D_{44}$ ) としている。そして、この構成により、上記外輪 4 0 を合成樹脂製或はアルミニウム合金製のプーリに内嵌したり、或は上記内輪 4 2 をアルミニウム合金製の支持筒部 3 0 (図 9 参照) に外嵌した場合でも、前記複列玉軸受 3 2 a の内部隙間が過度に小さくなる (負の内部隙間の絶対値が大きくなる) 事を防止している。

即ち、近年、軽量化を目的として、上記プーリを合成樹脂或はアルミニウム合金により、上記支持筒部 3 0 を含むケーシング 2 (図 9 参照) をアルミニウム合金により、それぞれ造る事が行なわれている。但し、合成樹脂及びアルミニウム合金の線膨張係数は、何れも上記外輪 4 0 及び内輪 4 2 を造る軸受鋼の線膨張係数よりも大きい。従って、上記支持筒部 3 0 に締め込みにより外嵌固定した上記内輪 4 2 は、温度上昇に伴ってこの支持筒部 3 0 から径方向外方に向いた力が加えられる。又、上記プーリに内嵌した外輪が温度上昇時にこのプーリに対しクリープしない様にすべく、このプーリに対する上記外輪の嵌合締め代を多くすると、常温時にこの外輪に、径方向内方に向いた大きな力が加わる。この様にして上記内輪 4 2 及び外輪 4 0 に対し径方向に加わる大きな力により、これら内輪 4 2 及び外輪 4 0 の直径が変化すると、上述した様に、複列玉軸受 3 2 a の内部隙間が過度に小さくなり、この複列玉軸受 3 2 a の耐久性が低下する可能性がある。これに対して本例の場合には、上記外輪 4 0 及び内輪 4 2 の一部で、それぞれ外輪軌道 4 1、内輪軌道 4 3 の底部に対応して薄くなった部分の厚さ  $T_{41}$ 、 $T_{43}$  を確保している為、上記力による上記外輪 4 0 及び内輪 4 2 の径方向寸法の変化を抑えて、上記複列玉軸受 3 2 a の耐久性低下を防止できる。

尚、図示の例の場合には、複列に配置した玉 4 4 の列同士のピッチ  $P_{44}$  よりも、各列の玉 4 4 の中心と上記外輪 4 0 及び内輪 4 2 の軸方向端面との間の軸方向距離  $L_{44}$  を大きく ( $P_{44} < L_{44}$ ) している。この構成により、前記内部空間 4 7 の

必要最小限の容積を確保し、この内部空間 4 7 内に必要量のグリースを充填できる様にしている。同時に、このグリースの充填率（グリースの充填量／静的空間容積）が過大になる（100%に近づく）のを防止して、このグリースの漏洩防止を図っている。

- 5 次に、図 4 は、第 1 態様、第 2 態様に対応する、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。本例の複列玉軸受 3 2 b の場合には、保持器 4 5 a の径方向に関する位置決め構造を一般的な玉案内として、各玉 4 4 のピッチ円と上記保持器 4 5 a の径方向中央位置とを一致させている。但し、本例の場合には、各外輪軌道 4 1 の深さ  $D_{41}$  を、各内輪軌道 4 3 の深さ  $D_{43}$  よりも浅く ( $D_{41} < D_{43}$ ) し
- 10 ている。これに伴って本例の場合も、上述した第 1 例の場合と同様に、各保持器 4 5 a の外周面と外輪 4 0 の内周面との間の隙間 5 4 b の厚さ  $T_b$  を、これら各保持器 4 5 a の内周面と内輪 4 2 の外周面との間の隙間 5 4 a の厚さ  $T_a$  よりも大きく ( $T_b > T_a$ ) している。又、本例の場合、シールリング 4 6 a の構造を、上述した第 1 例の場合と異ならせている。その他の部分の構成及び作用は、上述
- 15 した第 1 例の場合と同様であるから、重複する説明は省略する。

次に、図 5 は、第 5 態様に対応する、本発明の実施の形態の第 3 例を示している。本例の複列玉軸受 3 2 c の場合には、複列に配置された各玉 4 4 に、背面組み合わせ型の接触角を付与している。これに合わせて、外輪 4 0 a の内周面に、それぞれが軸方向外側に向いたアンギュラ型である、1 対の外輪軌道 4 1 a を形

20 成している。そして、反負荷側となる、各外輪軌道 4 1 a の軸方向外側部分での上記外輪 4 0 a の内径を、これら各外輪軌道 4 1 a の最大直径以上としている。即ち、上記外輪 4 0 a の内径を、これら両外輪軌道 4 1 a の間部分で最も小さくし、これら両外輪軌道 4 1 a の両側部分で、この間部分よりも大きくして、所謂溝深さを零としている。

- 25 上述の様に構成する本例の複列玉軸受 3 2 c の場合には、反負荷側部分で上記外輪 4 0 a の内径を大きくする事により、静的空間容積を増大し、内部空間 4 7 a に封入可能なグリースの量を多くできる。又、上記外輪 4 0 a の内周面両端寄り部分の内径が大きい為、上記内部空間 4 7 a 内にグリースを充填し易くなり、やはり、この内部空間 4 7 a 内に十分量のグリースを充填できる様になる。この



結果、やはり転がり接触部の潤滑性を向上させて、上記複列玉軸受 3 2 c の耐久性確保を図れる。

次に、図 6 は、第 6 態様に対応する、本発明の実施の形態の第 4 例を示している。本例の複列玉軸受 3 2 d の場合には、複列に配置された各玉 4 4 に、正面組  
5 み合わせ型の接触角を付与している。これに合わせて、外輪 4 0 b の内周面に、それぞれが軸方向内側に向いたアンギュラ型である、1 対の外輪軌道 4 1 b を形成している。そして、反負荷側となる、各外輪軌道 4 1 b の間部分での上記外輪 4 0 b の内径を、これら各外輪軌道 4 1 b の最大直径以上としている。即ち、上記外輪 4 0 b の内径を、これら両外輪軌道 4 1 b の両側部分で最も小さくし、こ  
10 れら両外輪軌道 4 1 b の間部分で、この両側部分よりも大きくして、所謂溝深さを零としている。

上述の様に構成する本例の複列玉軸受 3 2 d の場合には、反負荷側部分で上記外輪 4 0 b の内径を大きくする事により、静的空間容積を増大し、内部空間 4 7 b に封入可能なグリースの量を多くできる。特に、運転時に作用する遠心力によ  
15 り径方向外方に流れるグリースを、上記外輪 4 0 b の幅方向中央部分、即ち、上記両外輪軌道 4 1 b の間部分に集めて、このグリースを各転がり接触部分に効率良く供給できる。この結果、やはり転がり接触部の潤滑性を向上させて、上記複列玉軸受 3 2 d の耐久性確保を図れる。

尚、本発明を実施する場合に、保持器の形状を工夫したり、或は外輪、内輪、  
20 玉の材質を工夫する事により、プーリ支持用複列玉軸受の耐久性をより一層向上させる事もできる。例えば、保持器として、図 7 ~ 8 に示す様に、ポケット 5 3 a の内面の一部に、保持器の中心軸と平行な中心軸を有する部分円筒面部 5 5 を備えたものを使用すれば、内部空間へのグリースの充填量の確保と、各転がり接触部へのグリースの効果的な供給とを行なえて、複列玉軸受のより一層の耐久性  
25 向上を図れる。

又、各玉として、窒化処理或は浸炭窒化処理した鋼製の玉（D S ボール、U R ボール）、或はセラミック製の玉を使用すれば、転がり接触部に存在するグリースが不足した場合でも、当該転がり接触部で金属接触が生じる事を防止し、上記プーリ支持用複列玉軸受の耐久性をより一層向上させる事ができる。同様に、外

輪と内輪との一方又は双方を、浸炭窒化処理した鋼製のものを使用すれば、やはり転がり接触部で金属接触が生じる事を防止し、耐久性をより一層向上させる事ができる。

#### 5 産業上の利用の可能性

本発明のプーリ支持用複列玉軸受は、以上に述べた通り構成し作用するので、十分な耐久性を確保しつつ、コンプレッサ等の各種自動車用補機の小型・軽量化に寄与できる。

## 請求の範囲

1. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ  
5 転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回  
10 転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記外輪の内周面両端寄り部分で、上記各外輪軌道と上記シールリングに係止する為にこの内周面の両端部に設けた大径部との間に存在する連続部の軸方向外端部に、この連続部の軸方向長さの30%以上の軸方向長さを有し、上記大径部に向かう程内径が大きくなる方向に傾斜した面取り部を設けた事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

15

2. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ  
転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各  
20 玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、径方向の寸法に関して、上記各外輪軌道を上記各内輪軌道よりも浅くした事を特徴とするプーリ支持用複列  
25 玉軸受。

3. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ  
転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保

持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各保持器は、それぞれのポケットの内面を上記各玉の転動面に近接対向させて、これら各玉により径方向の位置決めを図られており、上記複数の玉のピッチ円直径と上記保持器の内径との差が、この保持器の外径とこのピッチ円直径との差よりも大きい事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

10

4. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各保持器は、それぞれのポケットの内面を上記各玉の転動面に近接対向させて、これら各玉により径方向の位置決めを図られており、上記外輪の内径と上記保持器の外径との差が、この保持器の内径と上記内輪の外径との差よりも大きい事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

5. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共

に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、複列に配置された上記各玉には背面組み合わせ型の接触角が付与されており、反負荷側となる上記各外輪軌道の軸方向外側部分での上記外輪の内径が、これら各外輪軌道の最大直径以上である事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

6. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の4.5%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、複列に配置された上記各玉には正面組み合わせ型の接触角が付与されており、反負荷側となる上記各外輪軌道の軸方向内側部分での上記外輪の内径が、これら各外輪軌道の最大直径以上である事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

7. 外輪を内嵌するプーリと内輪を外嵌する支持部材とのうちの少なくとも一方の部材が、当該部材に嵌合する軌道輪を構成する金属材よりも線膨張係数が大きな材料により造られており、当該部材に嵌合する軌道輪に形成した軌道溝の底部に対応する部分での、当該軌道輪の径方向に関する厚さが、玉の直径の50%以上である、請求項1～6の何れかに記載したプーリ支持用複列玉軸受。

図 1

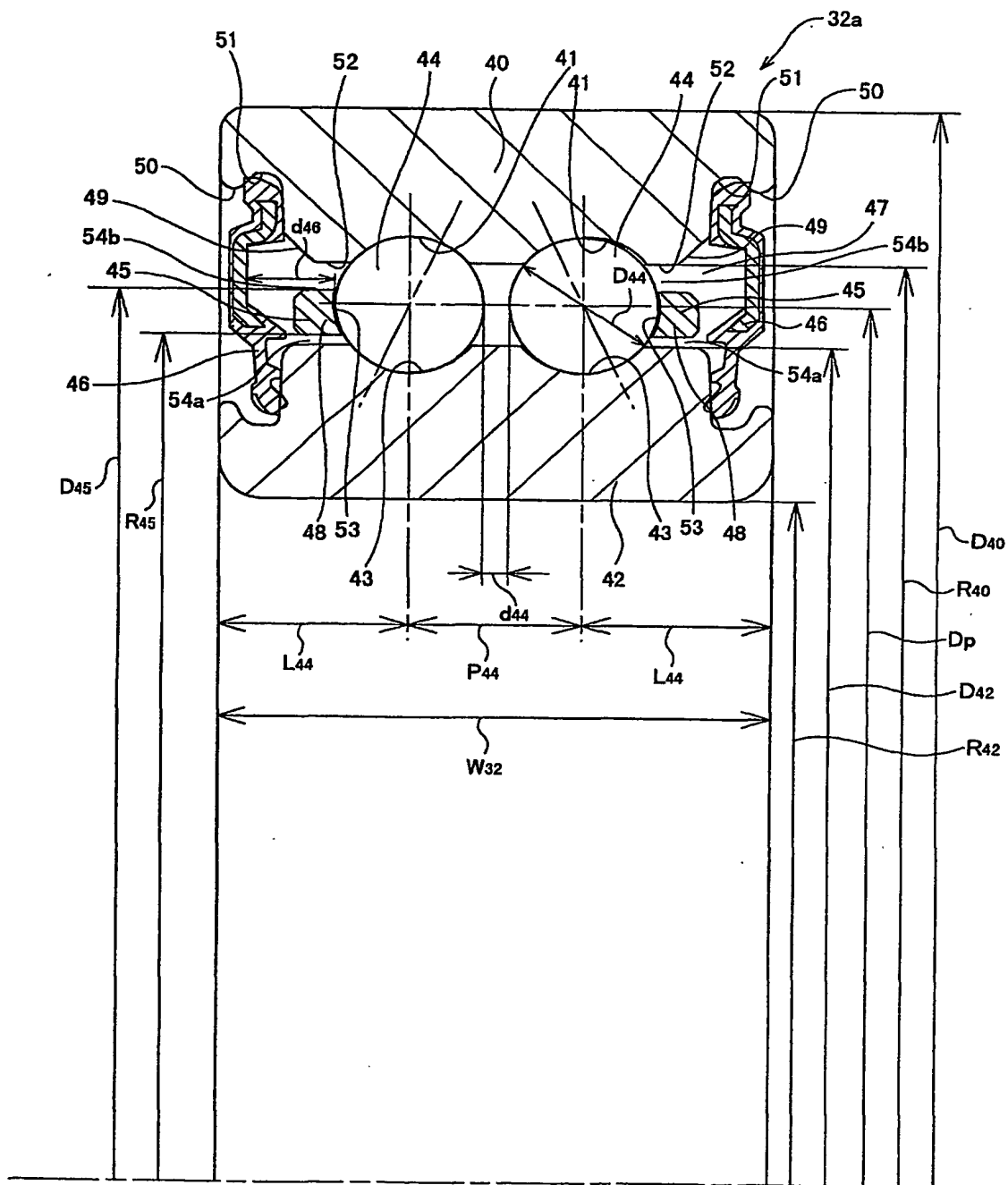


图 2

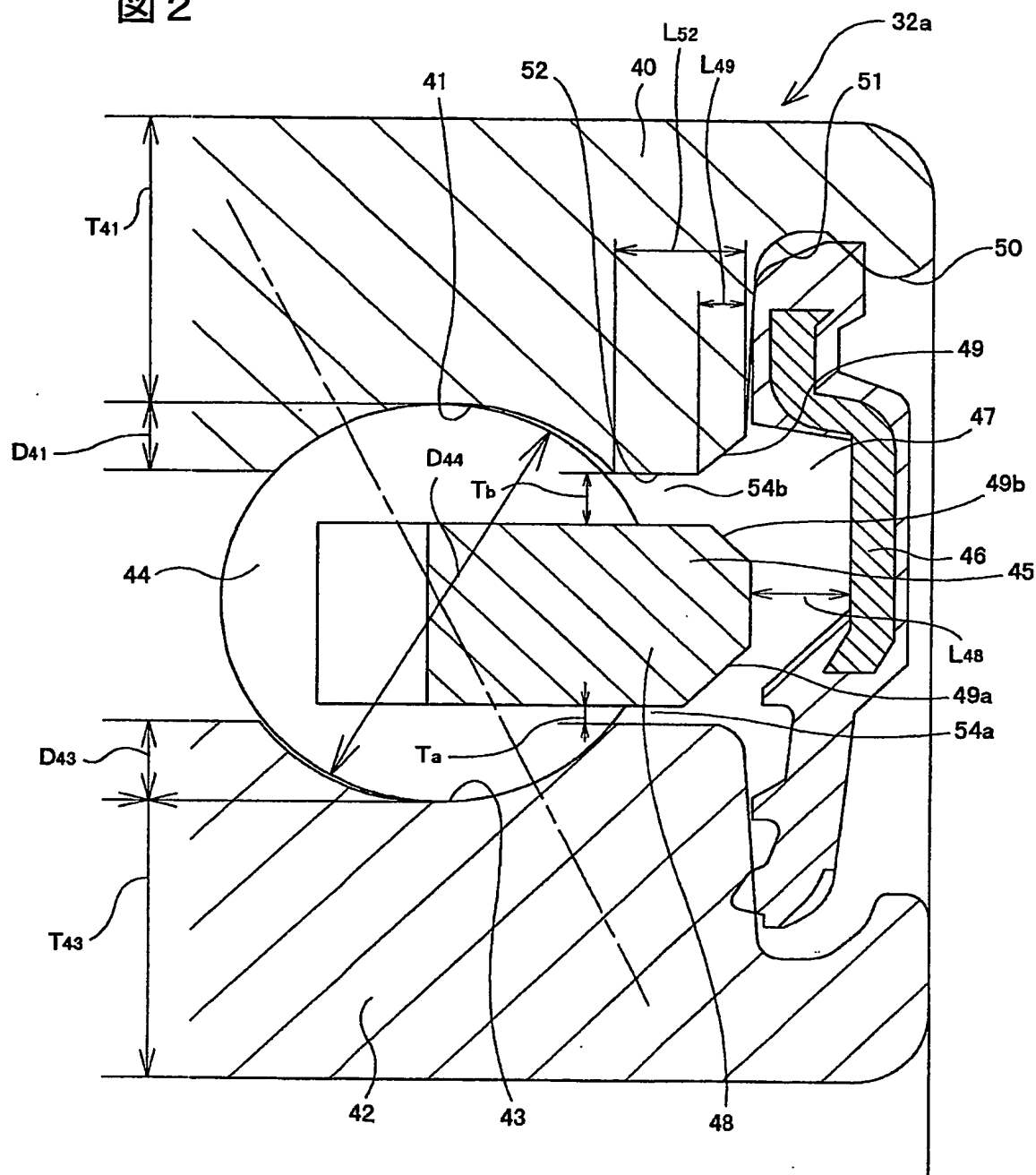


図 3

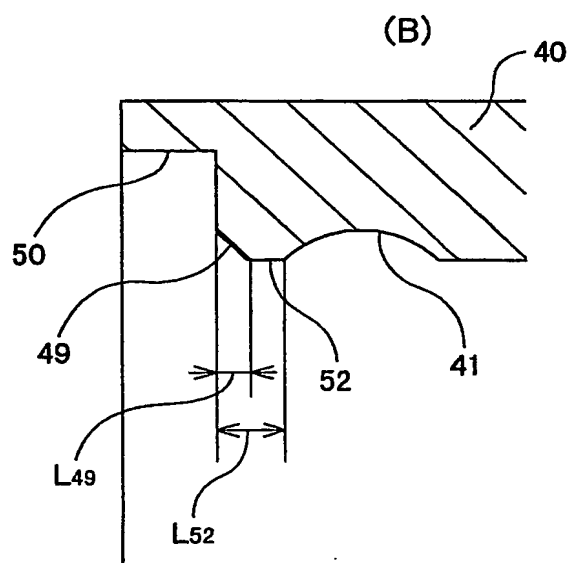
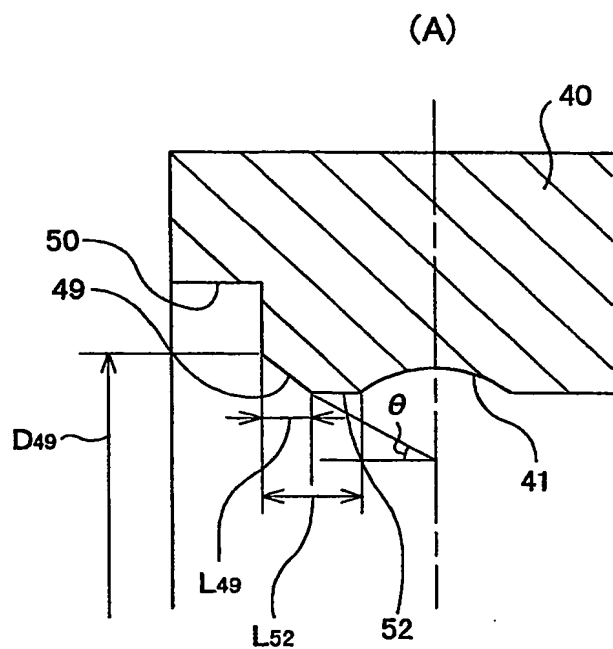




図 4

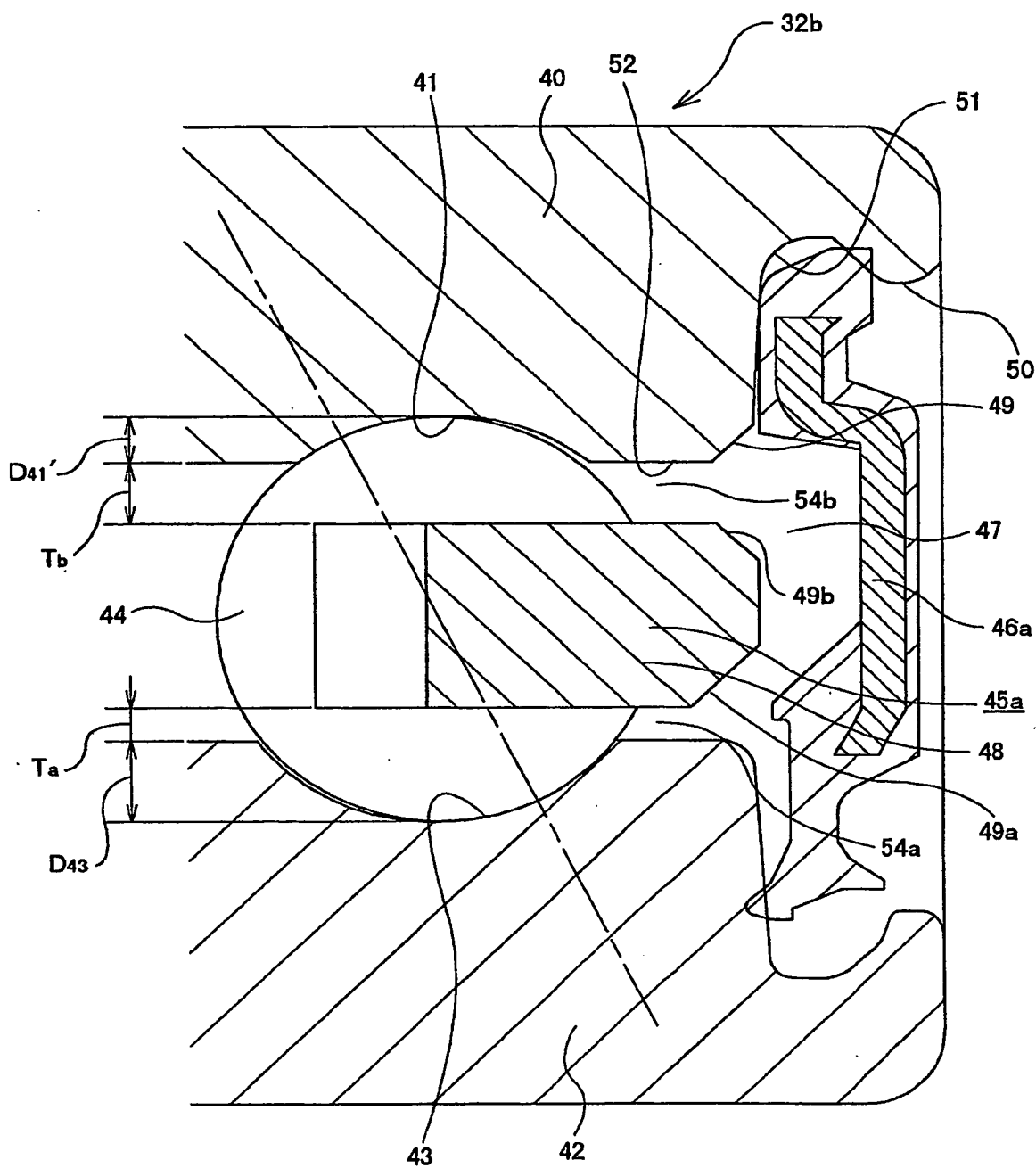


図 5

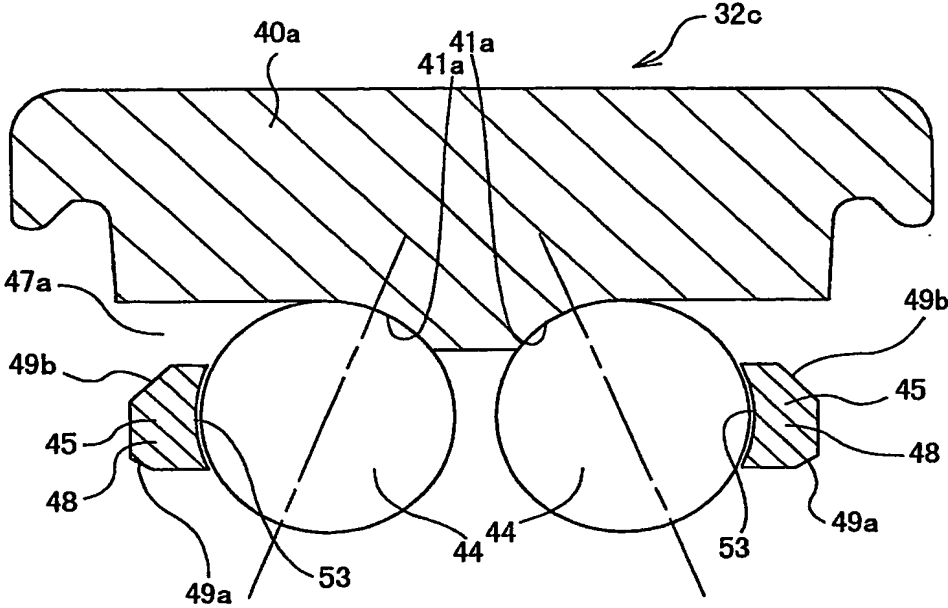


図 6

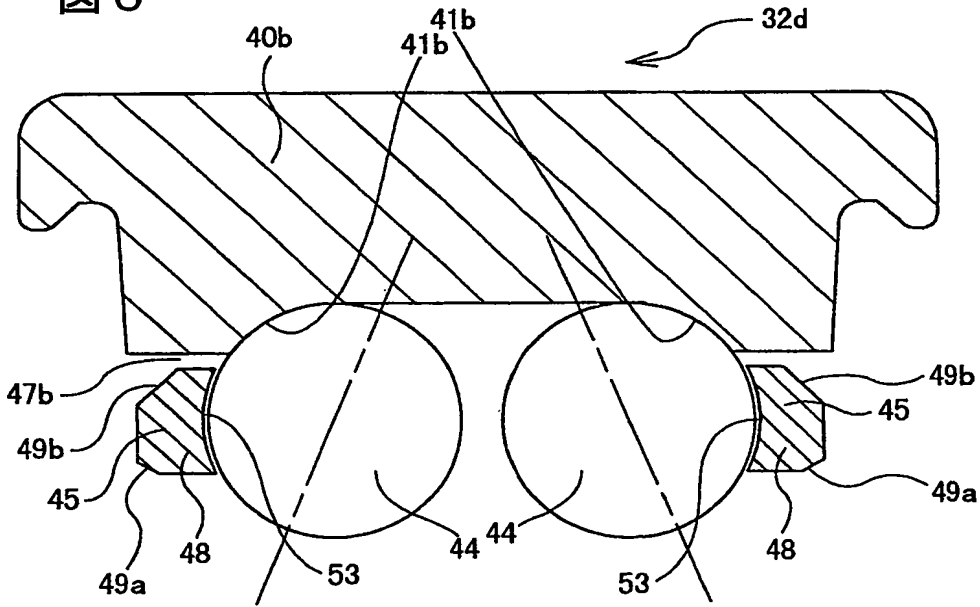


図 7

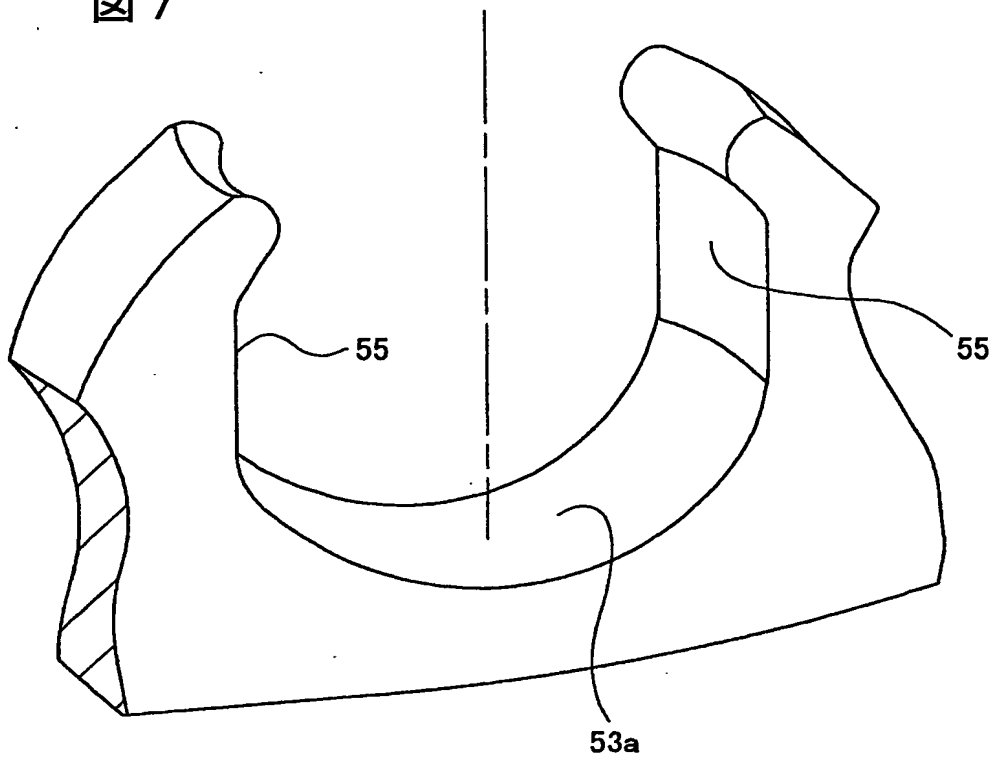
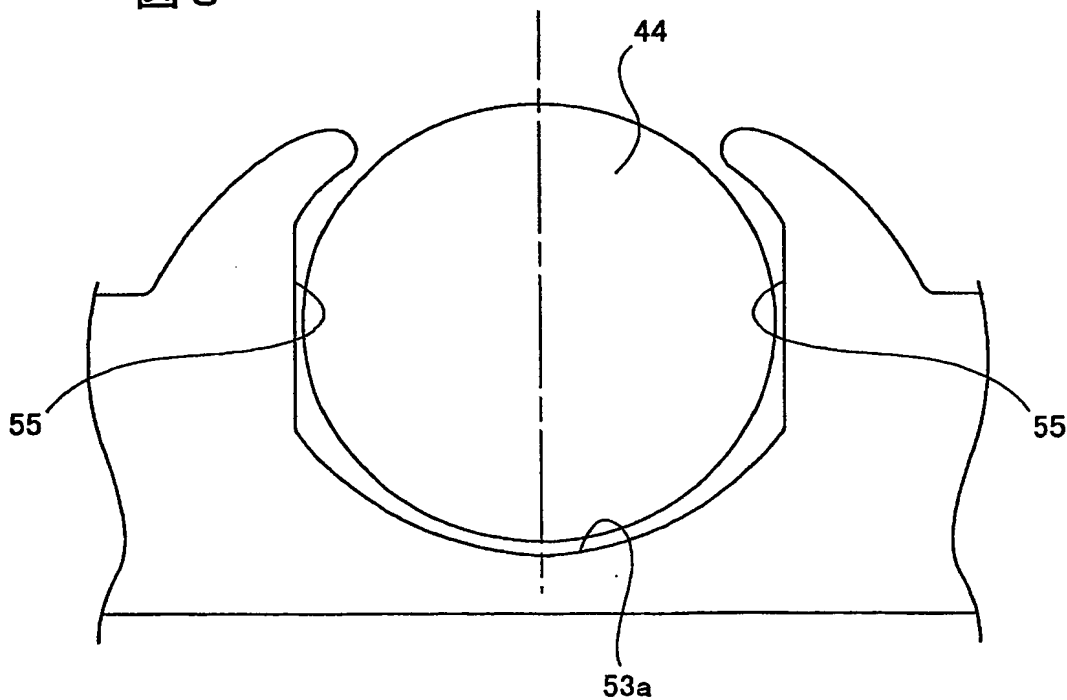


図 8



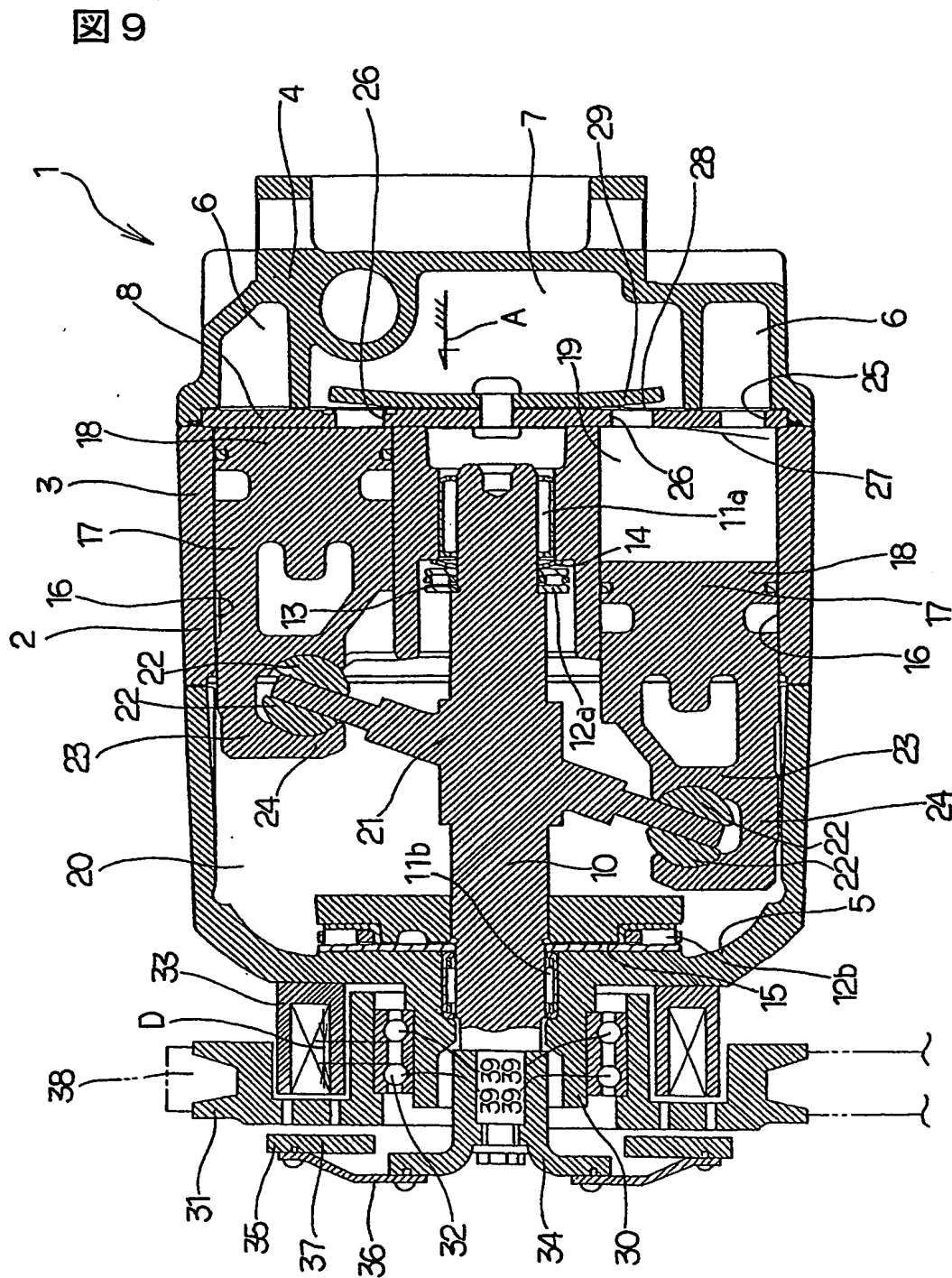


図 10

